

某产品双联齿轮泵花键轴断裂分析*

高德雪,胡清远,江志林,王学辉

(驻一七厂军代室,重庆 401321)

摘要:针对某产品双联齿轮泵在检验验收过程中发生花键轴断裂导致液压系统失去动力的质量问题,分析了产生断裂的原因,并采取了相应措施,彻底解决了该质量问题。

关键词:双联齿轮泵;花键轴;断裂

中图分类号:TP211.3

文献标识码:A

文章编号:1006-0707(2009)12-0113-02

某产品采用双联齿轮泵作为液压系统的动力输入,但在检验验收过程中,双联齿轮泵的输入花键轴发生了断裂,从而导致液压系统失去动力。零件断裂情况如图1所示。

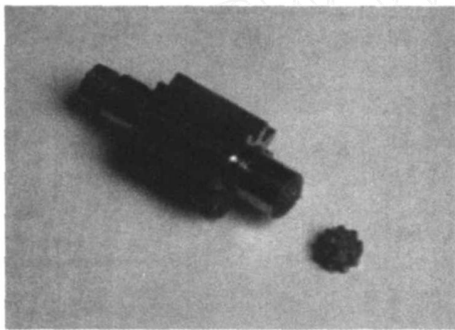


图1 花键轴断裂情况

20CrMnTi,符合 GB/T3077-1999 的要求,说明材料合格。

1.2 宏观分析

零件断裂裂纹起源于齿的根部,并向齿根、齿面和花键轴的轴心两端成45°角延伸。断口形貌为:在每齿至轴心之间形成山脉状的断口,如图2所示。整个断面为塑性断口,如图3所示。

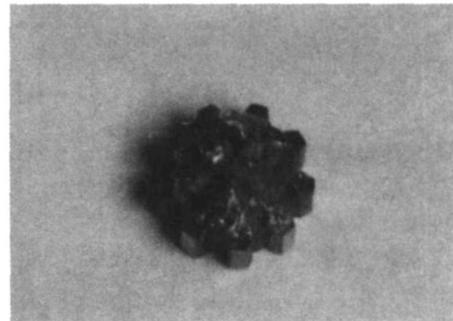


图2 断裂零件外观

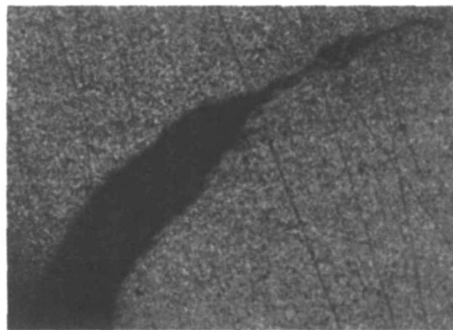


图3 断面外观

1 零件检测^[1]

1.1 化学成分分析

产品图样规定该零件的材料为20CrMnTi,最终热处理状态为渗碳淬火,选择零件心部作化学成分分析,分析结果如表1所示。

表1 化学成分分析结果

检测项目	实际结果	资料规定
C	0.193~0.196	0.17~0.23
Si	0.216~0.229	0.17~0.37
Mn	0.863~0.877	0.80~1.10
Cr	1.060~1.080	1.00~1.30
Ti	0.070~0.071	0.04~0.10
Mo	0.017~0.019	—

由表1可知,该零件选用的基体材料为渗碳用钢

1.3 金相分析

在金相显微镜下,可观察到断裂端零件心部组织为板

* 收稿日期:2009-10-09

作者简介:高德雪(1964—),男,山东莱西人,工程师,主要从事战车底盘监制工作。

条马氏体,如图4所示.渗碳层的金相组织为针状马氏体+少量残余奥氏体,如图5所示.

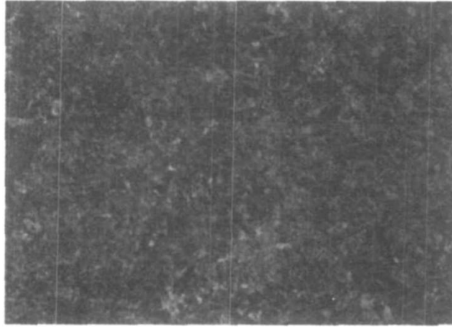


图4 500×观察下的心部组织

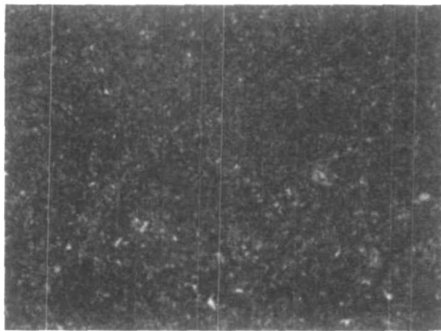


图5 500×观察下的渗碳层组织

1.4 渗层及硬度检查

对断裂零件进行检查后发现,渗碳深度为0.75 mm,零件表面硬度为HRC57~59,零件断裂端的心部硬度为HRC37,零件中心渗碳层组织的硬度为HRC52~54,均符合产品图样的规定.

2 强度校核^[2-5]

2.1 选取危险截面

花键轴的尺寸为16,花键根部尺寸为12,退刀槽的尺寸为11.8,因此,退刀槽是危险截面.

2.2 计算剪切强度极限

零件材料为20CrMnTi,表面渗碳淬火,查机械设计手册,取抗拉强度 $\sigma_b = 1\ 080\ \text{MPa}$,根据材料试验资料统计,其剪切强度 $\tau = (0.5 \sim 0.8)\sigma_b$,取剪切强度极限 $\tau_b = 0.55 \times \sigma_b = 594\ \text{MPa}$.

2.3 计算最大扭转切应力

最大扭矩

$$T_{\max} = npq/2$$

抗扭截面系数

$$W_t = d^3/16$$

最大扭转切应力

$$\tau_{\max} = T_{\max}/W_t$$

式中: T_{\max} 为最大扭矩(N·m); n 为工作泵的个数; p 为理论排量(m^3/r); q 为最高工作压力(Pa); W_t 为抗扭截面系数(m^3); d 为轴径(m); τ_{\max} 为最大扭转切应力(Pa).

当前、后泵同时以20 MPa压力工作时, n 取2,理论排量为 $2.5 \times 10^{-5}\ \text{m}^3/\text{r}$,最大扭矩为

$$T_{\max} = 2 \times 2.5 \times 10^{-5} \times 2.0 \times 10^7 / 2 = 159.15\ \text{N}\cdot\text{m}$$

抗扭截面系数为

$$W_t = \pi \times 0.011\ 83^3 / 16 = 3.22 \times 10^{-7}\ \text{m}^3$$

最大扭转切应力为

$$\tau_{\max} = 159.15 / 3.22 \times 10^{-7} = 494 \times 10^6\ \text{Pa}$$

安全系数为

$$[n] = \tau_b / \tau_{\max} = 594 / 494 = 1.2$$

3 分析整改

3.1 原因分析

从断裂面看,零件的裂纹起源于三曲面相贯处(齿侧端面、齿根曲面和退刀槽曲面);从剪切强度看,安全系数只有1.2.而且由于动力输入的冲击载荷没有消除在齿轮泵外,退刀槽容易被剪断.因此,零件断裂的原因与该零件的几何结构、零件的整体强度以及冲击载荷有关.

3.2 改进方案^[6-7]

经过重新设计,退刀槽的尺寸改为16,花键轴的尺寸改为19,花键根部尺寸改为16.3,计算的安全系数 $[n] = 2.48$.同时,在输入轴前增加1个支撑,以便将冲击载荷消除在齿轮泵外.

3.3 方案验证

按照改进方案设计的齿轮泵总装后,先后进行了2次可靠性试验(液压系统工作500次),均未再次发生齿轮轴断裂现象,在后续生产中亦未出现类似的质量问题,证明方案改进是成功的.

参考文献:

- [1] 钟平祥.某型小口径高炮炮身支架断裂机理分析[J].四川兵工学报,2007(3):56-58.
- [2] 汪恺.机械设计标准应用手册(第2卷)[M].北京:机械工业出版社,1997.
- [3] 成大先.机械设计图册(第2卷)[M].北京:化学工业出版社,2000.
- [4] 成大先.机械设计手册(第3卷)[M].3版.北京:化学工业出版社,2000.
- [5] 《机械设计手册》联合编写组.机械设计手册(下册)[M].2版.北京:化学工业出版社,1983.
- [6] 雷天觉.液压工作手册[M].北京:机械工业出版社,1990.
- [7] 李玉琳.液压元件与系统设计[M].北京:北京航空航天大学出版社,1991.